

IN THE UNITED STATES PATENT & TRADEMARK OFFICE

Re: Application of: **FRIEDMANN et al.**
Serial No.: To Be Assigned
Filed: Herewith
For: **DISENGAGING SYSTEMS**

LETTER RE: PRIORITY

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

March 3, 2004

Sir:

Applicant hereby claims priority of German Application Serial No. 103 09 066.5, filed March 3, 2003, and German Application Serial No. 103 40 528.3, filed September 3, 2003 .
Certified copies of the priority documents are enclosed.

Respectfully submitted,

DAVIDSON, DAVIDSON & KAPPEL, LLC

By



William C. Gehris
Reg. No. 38,156

Davidson, Davidson & Kappel, LLC
485 Seventh Avenue, 14th Floor
New York, New York 10018
(212) 736-1940



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 103 09 066.5

Anmeldetag: 03. März 2003

Anmelder/Inhaber: LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,
77815 Bühl/DE

Bezeichnung: Ausrückssysteme

IPC: F 16 D 23/12

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 05. Februar 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Stark

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestrasse 3
77815 Bühl

GS 0656 DE

Patentansprüche

- 5 1. Hebelsystem zum Betätigen von Kupplungen oder Getriebe-Bremsen für Fahrzeuge, insbesondere für Kraftfahrzeuge, dadurch gekennzeichnet, dass ein Hebel – wie an sich bekannt - mit einem ersten und zweiten Ende und einem Drehpunkt versehen ist, wobei ein Energiespeicher auf das erste Ende des Hebels drückt und ein zweites Hebelende – zumindest mittelbar - auf die Druckplatte der Kupplung oder der Getriebe-Bremse einwirkt und durch eine
10 Verlagerung des Drehpunktes und/oder mindestens einer Krafteinwirkung, die Betätigungskraft für die Kupplung oder Getriebe-Bremse aufgebaut wird.
- 15 2. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Energiespeicher als Tellerfeder ausgebildet ist.
3. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt radial verlagert wird.
- 20 4. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt umfänglich verlagert wird.

5. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt gleichzeitig sowohl radial als auch umfänglich – also im Wesentlichen spiralförmig - verlagert wird.

5 6. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt entlang von Spiralsegmenten geführt wird.

7. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt entlang von mindestens einer Vollspirale geführt wird.

10

8. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Bahn in eine Lauffläche für den Drehpunkt hineingearbeitet ist.

15

9. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Bahn durch eine Kulissee gebildet wird, wodurch sich der Drehpunkt auf einer glatten Lauffläche bewegen kann.

20

10. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Oberfläche des Hebels auf der sich der Drehpunkt bewegt, eben gestaltet ist.

11. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Oberfläche des Hebels, die dem Drehpunkt zugewandt ist, konkav gewölbt ist.

12. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Hebel in seiner Einwirkung auf die Druckplatte, mittelbar zunächst erst auf ein erstes axiales, axial verschiebbares Lager einwirkt und von diesem Lager aus mittels eines weiteren Hebels – beispielsweise als Tellerfeder ausgestaltet – und erst dann auf die Druckplatte, beispielsweise, einer Kupplung, eingewirkt wird.

13. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt von Kugeln gebildet wird, die vorzugsweise in ihrer Pressrichtung paarweise übereinander angeordnet sind.

14. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt von Zylinderrollen gebildet wird, die vorzugsweise in ihrer Pressrichtung paarweise übereinander angeordnet sind.

15. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 13 und 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Wälzkörper in Ausnehmungen einer mäanderförmigen Feder geführt werden, wobei die mäanderförmige Feder in ihrem Durchmesser veränderbar gestaltet ist.

16. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass der mäanderförmigen Feder im radial inneren Bereich eine ringförmige Feder

zugeordnet ist, die bei einer axialen Krafteinwirkung auf ihren inneren Bereich, um ihre neutrale Faser verschwenkt.

17. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass
5 zur Verstellung des Drehpunktes der mäanderförmigen Feder ein Federbandaktor zugeordnet ist, der durch eine zur Welle konzentrischen E-Maschine betätigt wird.

18. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass
10 zur Verstellung des Drehpunktes, eine drehbare Kulissee einem Getriebemotor exzentrisch zur Welle zugeordnet ist und der Getriebemotor die Kulissee beim Verstellen antreibt.

19. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass
15 zur Verstellung des Drehpunktes der mäanderförmigen Feder ein konzentrischer Konus zugeordnet ist, der durch ein axial wirkendes Lager betätigt wird.

20. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass dem Mechanismus zur Verstellung des Drehpunktes ein
20 Fliehkraftausgleich zugeordnet ist.

21. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass der mindestens eine Hebel aus einem segmentierten Ring besteht, der mittels eines Steges mit einem Haltering verbunden ist, wobei zur

Veränderung des Hebeldrehpunktes, ein Wälzkörper auf der Kreisfläche des Hebels abrollt und durch das Einwirken der Kräfte auf den Hebel, dieser um eine radiale Achse schwenkt.

- 5 22. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass eine Laufrolle und ihre Achse je auf einer im Wesentlichen sich radial erstreckenden Bahn mittels eines Stellmotors verfahren werden, wobei mindestens eine der beiden Bahnen eine Hub ausführt, der auf ein axiales, axial wirkendes Lager – vorzugsweise ein Ausrücklager – einwirkt.

10

15

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestrasse 3
77815 Bühl

GS 0656 DE

Ausrücksysteme

Die Erfindung betrifft ein Hebelsystem zum Betätigen von Kupplungen oder Ge-
5 triebe-Bremsen, für Fahrzeuge - insbesondere für Kraftfahrzeuge - wobei für die
Betätigung des Hebels, das Hebelsystem verändert wird.

Nach dem Stand der Technik werden Kupplungen beispielsweise in der Form be-
tätigt, indem ein Hebel, der unveränderliche Hebellängen aufweist, mittels einer
10 zunehmenden Kraft betätigt wird.

Zur Betätigung von Bremsen in einem Kraftfahrzeug-Getriebe – insbesondere von
Automatikgetrieben – werden eine Vielzahl von (so genannten Lamellenpaketen)
nach dem Stand der Technik mittels hydraulischer Kraft zusammen gepresst.

15 Diese bekannten Systeme haben den Nachteil, dass die hierzu erforderlichen He-
belsysteme relativ viel Platz benötigen, bzw. bei hydraulischen Schließsystemen
für Brems-Lamellenpakete ein hydraulisches System vorhanden sein muss, wel-
ches mittels einer zusätzlichen hydraulischen Pumpe betätigt werden muss.

Es ist deshalb Aufgabe der Erfindung die bekannten Nachteile zu beseitigen oder zumindest zu minimieren.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, dass ein Hebelsystem angeordnet wird, bei dem die Hebelarme keine unveränderbaren Hebellängen aufweisen. Dieses wird in der Form bewerkstelligt, dass eine Krafteinwirkung auf das eine Ende des Hebels mittels eines Energiespeichers – beispielsweise als Tellerfeder ausgestaltet – realisiert wird. Das zweite Ende des Hebels ist dann dasjenige Hebelende, welches die Krafteinwirkung auf die Kupplung oder Getriebe-Bremse bewirkt. In einer Ruhelage des erfindungsgemäßen Hebelsystems befindet sich ein veränderbarer Drehpunkt im Wesentlichen zunächst in der Nähe des Energiespeichers. Soll nun eine Kupplung oder Bremse geschlossen werden, so wird dieser Drehpunkt zu dem Hebelende bewegt, dessen Krafteinwirkung auf die Kupplung oder Getriebe-Bremse einwirkt. Aufgrund der Hebelgesetze kann also das Hebelsystem zunächst – jedenfalls im Wesentlichen – keine Kraft aufbringen. Be-

5
10
15

20

Erfindungsgemäß kann das Hebelsystem aber auch dadurch zur Betätigung einer Kupplung oder Getriebe-Bremse verwendet werden, indem der Einwirkungspunkt einer Kraft entlang einer (Teil-)Hebelachse verschoben wird, wie in der Figurenbeschreibung noch zu sehen sein wird.

Die Erfindung soll nun anhand der Figuren näher erläutert werden. Es zeigen:

- Figur 1 einen schematischen Aufbau des erfindungsgemäßen Hebelsystems in Verbindung mit einer Kupplung im geöffneten Zustand;
- 5 Figur 2 Hebelsystem nach Figur 1, jedoch in geschlossenem Zustand;
- Figur 3 eine geöffnete Kupplung mit einer mäanderförmigen Feder zur Verlagerung der Drehpunkte;
- Figur 4 Hebelsystem wie in Figur 3, jedoch in geschlossenem Zustand;
- Figur 5 eine Doppelkupplung mit zwei Mäanderfedern, die mittels zweier E-Maschinen verstellbar sind:
- 10 Figur 6 eine Doppelkupplung mit exzentrisch angeordneten Getriebemotoren für die Verstellung der Drehpunkte auf Vollspiralen;
- Figur 7 wie Figur 6, jedoch Verstellung der Drehpunkte in Spiralsegmenten;
- 15 Figur 8 wie Figur 7, jedoch Verstellung der Drehpunkte durch Axiallager;
- Figur 9 eine „gedrückte“ Kupplung mit Fliehkraftausgleich in geschlossenem und auch offenem Zustand;
- Figur 10 eine „federkraftgeschlossene“ Kupplung in geschlossenem und offenem Zustand mit einem Hebelsystem für „Pedalgefühl“;
- 20 Figur 11 einen Ausschnitt aus einem segmentierten Ringhebel;
- Figur 12 einen Ausschnitt aus einem Getriebe mit einem segmentierten Ringhebel;
- Figur 13 - 17 verschiedene Ansichten eines erfindungsgemäßen Hebelsystems mit einer Laufrolle.

In den Figuren 1 und 2 ist lediglich schematisch eine Kupplung mit ihrem erfindungsgemäßen Betätigungsmechanismus zu sehen. Die Figur 1 zeigt hierbei eine geöffnete Kupplung 2, während in der Figur 2 die gleiche Kupplung 2 im geschlossenen Zustand zeigt. Die Figuren 1 und 2 müssen deshalb gedanklich gemeinsam betrachtet werden. Die Kupplung 2 besteht im Wesentlichen aus einer Gegendruckplatte 6, einer Kupplungsscheibe 5, einer Druckplatte 3, einem Kupplungsdeckel 4 und einer Ausrückfeder 10, die hier als Tellerfeder ausgebildet ist. Ein Betätigungsmechanismus für die Kupplung 2 besteht im Wesentlichen aus einem Hebelsystem, welches an einer Abstützung 34 angeordnet ist. Der Betätigungsmechanismus wird mittels seines Hebels 7 auf ein Axiallager (welches um eine hier nicht dargestellte Welle 1 herum angeordnet ist), wobei das Axiallager wiederum auf die Tellerfeder der Kupplung 2 wirkt. Die Abstützung 34 ist in den Ausführungsbeispielen der Figuren 1 und 2 drehfest mit einem nicht dargestellten Gehäuse eines Getriebes verbunden.

In der Figur 1 liegen ein Energiespeicher 9 – hier als Wendelfeder ausgebildet – das radial äußere Ende des Hebels 7 und ein verlagerbarer Drehpunkt 8 im Wesentlichen auf einer Wirklinie. Da es sich bei den Figuren der vorliegenden Anmeldung im Wesentlichen um rotationssymmetrische Teile handelt, die in der zeichnerischen Darstellung sogenannte umlaufende Linien aufweisen würden, und diese aber die Übersichtlichkeit beeinträchtigen würden, sind diese umlaufenden Linien in den Figuren dieser Anmeldung weggelassen worden. Aus diesem Grund entsteht dann beispielsweise bei dem Hebel 7 der Eindruck, dass es

sich um ein Element handelt, welches stabförmig ausgebildet ist und in der Ebene der Darstellung liegt. Der Hebel 7 kann als Scheibe ausgebildet sein, welche über radiale Schlitze verfügt, so dass gewissermaßen einzelne Hebel 7 entstehen. Der Hebel 7 kann im Rahmen der Erfindung aber auch als ein einzelner, radialer Hebel gestaltet sein, wie in den Figuren 13 bis 17 noch näher erläutert wird. Im Rahmen der Erfindung ist es hierbei ohne Bedeutung, ob die Scheibe von außen nach innen oder von innen nach außen teilweise geschlitzt ist. Wichtig ist lediglich, dass der verlagerbare Drehpunkt 8 auf einer im Wesentlichen radialen Teilfläche der Scheibe nach innen – bzw. – auch nach außen laufen kann. Der Hebel 7 ist in den Figuren 1 und 2 nicht gradlinig dargestellt. Er ist aus der Sicht des verlagerbaren Drehpunktes 8 gewissermaßen konkav geformt. Der verlagerbare Drehpunkt 8 besteht aus mehreren Rollen, welches den Vorteil hat, dass eine dieser Rollen auf der Oberfläche des Hebels 7 abrollen, während eine andere Rolle auf der Oberfläche der Abstützung 34 laufen kann. Gäbe es nur eine einzige Rolle bei dem verlagerbaren Drehpunkt 8, so wären die Drehrichtungen der Rolle auf der Hebeloberfläche und die Drehrichtung auf der Abstützung 34 gegenläufig, was dazu führen würde, dass ein radiales Verlagern dieses Drehpunktes 8 erschwert würde.

In der schon beschriebenen Position des verlagerbaren Drehpunktes 8 in der Figur 1, wirkt die Spannkraft des Energiespeichers 9 auf einer Hebellänge, die gleich null ist. Deshalb kann kein Moment des Hebels 7 auf das Ausrücklager 14 wirken. Wird nun allmählich – in der Praxis sind das evtl. nur wenige Millisekunden – der verlagerbare Drehpunkt 8 radial zur nicht dargestellten Welle 1 hin bewegt, so nimmt die Hebellänge zwischen dem Energiespeicher 9 und dem Drehpunkt 8

immer weiter zu. Gleichzeitig verkürzt sich die Hebellänge von dem Drehpunkt 8 bis zu seinem Auflagerpunkt am Ausrücklager 14. Dadurch wird durch das Verlagern des Drehpunktes 8 in dramatischer Weise eine Kraftveränderung auf das Ausrücklager 14 bewirkt. In der Figur 2 ist schließlich der verlagerbare Drehpunkt 8 in seiner radial inneren Position angelangt. Hier wird ein maximales Moment des Hebels 7 auf das Ausrücklager 14 ausgeübt. In Verbindung mit der Tellerfeder 10 (Ausrückfeder), die wiederum ein Hebelsystem darstellt, kann dann die Anpresskraft auf die Druckplatte 9 durch diese weitere Hebelübersetzung noch verstärkt werden.

10

Durch die konkave Form des Hebels 7 kann der verlagerbare Drehpunkt 8 radial verstellt werden, ohne dass er hierbei eine „Steigung“ überwinden muss. Dieses hat den Vorteil, dass das Verstellen des verlagerbaren Drehpunktes 8 auch mit geringem Energieaufwand bewerkstelligt werden kann. Durch die konkave Form des Hebels 7 (bzw. konkave Form einzelner hebel förmiger Zungen einer Tellerfeder) ist die Tangente am Berührungspunkt des konkaven Hebels im Wesentlichen parallel zu der radialen Bahn des verlagerbaren Drehpunktes 8.

20

Mit den Figuren 3 und 4 wird eine Ausgestaltung des Prinzips der Figuren 1 und 2 gezeigt. Die Figuren 3 und 4 müssen hier ebenfalls wiederum im Zusammenhang betrachtet werden, weil die Figur 3 hierbei eine geöffnete Kupplung, während die Figur 4 eine geschlossene Kupplung zeigt. Die Kupplung 2 ist ergänzend mit einem Torsionsdämpfer 13 ausgerüstet, wodurch motorseitige Drehungleichförmigkeiten getriebeseitig minimiert werden.

Der Kupplungsdeckel der Kupplung 2 weist hierbei Einstanzungen auf, auf denen sich ein Energiespeicher 9 – hier als Tellerfeder ausgebildet – abstützt. Die Tellerfeder ist hier gespannt, weshalb sie im Wesentlichen einen ebenen Ring bildet.

- 5 Zwischen dem Energiespeicher und dem Hebel 7 ist am oberen Ende des Hebels ein radial fester Drehpunkt 11 angeordnet. Dieser Drehpunkt 11 ist beispielsweise als Drahringlager ausgebildet. Dieser Drehpunkt 11 gestattet zwar ein Schwenken des Hebels 7 in der Ebene der Darstellung, aber er gestattet kein radiales Verschieben. Der Kupplungsdeckel 4 weist an seiner Innenfläche – d. h. der
- 10 Druckplatte 3 zugewandt – eine ebene Lauffläche auf. Auf dieser Lauffläche liegt eine Mäanderfeder 15 an. Diese Mäanderfeder 15 ist auch noch mal neben der Figur 3 in einem Ausschnitt ihrer Draufsicht dargestellt. In den oberen – d. h. in ihren äußeren - Enden befinden sich in diesem Ausführungsbeispiel rechteckige Fenster, in denen Zylinderrollen paarweise übereinander angeordnet sind. Die in-
- 15 neren Enden dieser Mäanderfeder 15 sind mit einer Art Haken versehen, mit denen sie mit einer speziellen Tellerfeder 22 eine mechanische Verbindung eingehen. Wegen der gewählten Darstellung, bei der keine umlaufenden Linien gezeigt werden, scheint diese Tellerfeder 22 aus einem schwanenhalsförmigen Draht zu bestehen. Die gleiche Verwirrung könnte bezüglich einer Ausrückschale 24, die in
- 20 Wirkverbindung mit dem Ausrücklager 14 besteht, zustande kommen. Vergegenwärtigt man sich jedoch, dass sowohl die Tellerfeder 22, als auch die Ausrückschale – wie der Name hier schon sagt – schalenförmige Elemente sind, so wird die Wirkungsweise dieser Bauteile schneller deutlich. Die Tellerfeder 22 ist dadurch gekennzeichnet, dass sie sowohl vom äußeren Durchmesser bis etwa zu

ihrer Mitte, als auch von ihrem inneren Durchmesser in Richtung Außendurchmesser teilweise geschlitzt ist. In dem hier vorliegenden Ausführungsbeispiel gibt es einen ringförmigen, nicht geschlitzten Bereich, der ungefähr im inneren Drittel der Tellerfeder 22 liegt. Dieser nicht geschlitzte, ringförmige Bereich der Tellerfeder 22 besitzt nach den Regeln der Festigkeitslehre eine sogenannte neutrale Faser 23. Erfährt nun die Tellerfeder 22 in ihrem inneren Durchmesserbereich eine Krafteinwirkung nach links, so muss der ungeschlitzte, ringförmige und zugleich kegelförmige Bereich der Tellerfeder zunächst erst mal „flach gedrückt werden“. Ist dieser flach gedrückte Zustand überschritten, so versucht sich wieder eine Kegelform einzustellen, wodurch die Bewegung der Tellerfeder 22 fortgesetzt wird. Durch die beschriebene Krafteinwirkung auf die Tellerfeder 22 kommt es demzufolge zu einer Formänderungsarbeit, die der Biegung entspricht, denn es bilden sich umfängliche Zug- bzw. Druckspannungen diametral zur ringförmigen, neutralen Faser aus. Bei der beschriebenen, elastischen Verformung der Tellerfeder 22 wird der Durchmesser der neutralen Faser nicht verändert, jedoch wandert der Ring der neutralen Faser axial nach links. Die äußeren Zungen der Tellerfeder 22, die durch die äußeren Schlitze gebildet werden, führen hierbei eine starke Schwenkbewegung um die neutrale Faser aus. Da diese äußeren Enden der Tellerfeder 22 zugleich auch in die inneren Haken der Mäanderfeder 15 eingreifen, wird hierbei die Mäanderfeder radial nach innen gezogen. Diese Lageänderung der Mäanderfeder 15 ist deshalb möglich, weil die einzelnen Segmente der Mäanderfeder mittels dünner Stege miteinander verbunden sind. In der rechten Hälfte der Figur 4 kann man deutlich sehen, wie diese Stege durch das „nach innen ziehen der Mäanderfeder 15“ die Stege enger zusammen gerückt sind, wodurch

ein geringerer Innen- als auch Außendurchmesser der Mäanderfeder 15 möglich ist, ohne dass sich die einzelnen Segmente der Mäanderfeder 15 gegenseitig behindern. Durch die radiale Bewegung der Mäanderfeder 15 wandert der verlagerbare Drehpunkt 8 näher zur Welle 1. Da der verlagerbare Drehpunkt 8 aus zwei
5 übereinander angeordneten Wälzlagerkörpern besteht, gibt es beim Verlagern dieses Drehpunktes 8 keine nennenswerten Reibungsverluste, da vorteilhafter Weise die Drehrichtungen des Wälzkörpers auf dem Hebel 7 und des Wälzkörpers auf der Innenseite des Kupplungsdeckels 4 und auch die Drehbewegung der Wälzkörper zueinander, jeweils ein aufeinander Abrollen darstellen.

10

Ist nun der Drehpunkt 8 radial nach innen verlagert worden, so drückt dann der Hebel 7 in diesem Fall auf eine Verschleißnachstellung 12, die auf der Druckplatte 3 angeordnet ist. Der Hebelarm zwischen dem Drehpunkt 8 und dem festen Drehpunkt 11 stellt dann eine relativ große Länge dar, wodurch der Energiespeicher 9 seine in ihm innewohnende Kraft über den Drehpunkt 11 in den Hebel 7
15 einleiten kann. Die Kupplung wird dadurch geschlossen. Soll die Kupplung wieder geöffnet werden, so ist lediglich ein umgekehrter Bewegungsablauf erforderlich.

20

Die Figuren 5 bis 8 zeigen jeweils ein doppeltes, erfindungsgemäßes Hebelsystem in Verbindung mit einer Doppelkupplung. Bei den Doppelkupplungen aus den Figuren 5 bis 8, ist die Gegendruckplatte 6 mittig zwischen den Kupplungsscheiben 5a, 5b und mittig zwischen den Druckplatten 3a, 3b angeordnet. Die Gegendruckplatte 6 ist drehfest mit einem Gehäuseteil der Doppelkupplung verbunden. Der Kupplungsdeckel 4 ist ebenfalls mit der Gegendruckplatte und damit mit

dem Gehäuse der Doppelkupplung verbunden. In der Figur 5 sind die Stellmotoren 21a, 21b als so genannte Starter-Generator ausgebildet. Die Außenhülle der Stellmotoren 21a, 21b – üblicherweise Stator genannt – ist hier drehbar gestaltet, wodurch der Begriff Stator – also stehendes Teil – nicht geeignet ist und deshalb hier der neutrale Begriff Hülle verwendet wird. Mit anderen Worten: Die Innenhülle der Stellmotoren 21a, 21b ist drehfest und mittels einer geeigneten mechanischen Brücke mit dem nicht rotierenden Getriebekörper verbunden. Über diesen nicht rotierenden Teil der Stellmotoren 21a, 21b erfolgt auch die Stromzufuhr (hier nicht dargestellt). Von jedem der Stellmotoren 21a, 21b erstreckt sich ein Arm radial nach außen, wobei am Ende eines jeden Armes eine Querachse mit einer Rolle angeordnet ist. Der Stift des Stellmotors 21a, greift in einen so genannten radialen Federbandaktor 16a ein. Dieser Federbandaktor (entsprechendes gilt für den Federbandaktor 16b) besteht beispielsweise aus einer spiralförmig gewickelten Feder (vorzugsweise aus Metall gefertigt), die mit mindestens einem ihrer Enden mit einer Mäanderfeder verbunden ist, um ein Schlupfen dieses Federbandaktors in der Mäanderfeder zu verhindern. Da die Mäanderfeder 15a (entsprechendes gilt für 15b) drehfest mit dem Kupplungsdeckel 4 verbunden ist, ergibt sich bei einer nicht rotierenden Hülle des Stellmotors 21a ein Durchkämmen des Stiftes in den Lagen des Federbandaktors, wobei dieser je nach Drehrichtung der Doppelkupplung und je nach Wickelrichtung des Federbandaktors 16a die Mäanderfeder 15a entweder radial nach innen zieht, oder nach außen drückt. Hierdurch erfolgt eine Verlagerung des radial verlagerbaren Drehpunktes 8a. Der dem Drehpunkt 8a zugeordnete Hebel 7a drückt auf eine Verschleißnachstellung 12a und einem radial fixen Drehpunkt 11a. Vom Drehpunkt 11a gibt es wiederum ei-

nen Kraftfluss mittels einer Klammer 25a auf den Energiespeicher 9. Dieser Energiespeicher 9 wirkt wiederum auf den Hebel 7b den Drehpunkt 8b und dem Energiespeicher 9. Es ist eine Besonderheit in den Figuren 5 bis 8, dass bei den dort dargestellten Doppelkupplungen und der auch doppelt vorhandenen, erfindungsgemäßen Hebelsysteme, es jeweils nur einen Energiespeicher 9 gibt, der aber
5 jeweils für beide Hebelsysteme zuständig ist.

Die Klammern 25a, 25b und deren Durchdringungen durch die anderen Körper (beispielsweise Gegendruckplatte 6 oder Kupplungsdeckel 4), sind ohne weitere
10 Schnittzeichnungen oder weitere Ansichten kaum korrekt darstellbar. Deshalb ist hier teilweise auf Schraffierungen oder der Darstellung von Durchbrüchen verzichtet worden, um die Übersicht nicht weiter zu beeinträchtigen.

Die Klammer 25a verbindet die beiden Hebelsysteme untereinander, während die
15 Klammer 25b die Wirkverbindung von den Hebelsystemen zur Druckplatte 3b herstellt. Zwischen dem rechten Ende des Hebels 25b und dem äußeren Ende des Hebels 7b ist eine Verschleißnachstellung 12b angeordnet, die mittels eines Rampenringes und einer axial gezahnten Innenseite an der Klammer 25b arbeitet.

20 In den Figuren 1 und 2 ist ein Axial-Lager (14) erforderlich, weil ein drehfestes Ausrücksystem bzw. ein drehfestes Hebelsystem auf drehende Teile der Kupplung einwirkt und deshalb Relativdrehbewegungen ausgeglichen werden müssen. Um keine großen Durchmesser bei Ausrücklagern zu benötigen, wird der Kraftfluss in die Nähe des Wellendurchmessers geleitet und von da aus wieder zu den

eigentlichen Pressflächen. So lässt sich ein kleines Axiallager realisieren. Werden Bremsen, genauer gesagt Getriebebremsen – beispielsweise in einem Automatikgetriebe – realisiert, so werden zunächst rotierende Bremsscheiben mittels Druckplatten - die drehfest zum Gehäuse sind – abgebremst (die Gegendruckplatte ist sowieso gehäusefest). Weil aber die Druckplatte hier drehfest ist, kann mittels einer Mechanik, die direkt am Getriebegehäuse angebracht ist, direkt auf die ebenfalls drehfeste Druckplatte eingewirkt werden, ohne dass man ein Axiallager benötigt. Die Betätigung der Doppel-Kupplungen aus den Figuren 5 bis 7 sind deshalb vorteilhaft, weil hier ebenfalls kein Axiallager benötigt wird.

10

Beim Betätigen des Stellmotors 21b mittels des Federbandaktors 16b und der Mäanderfeder 15b wird die Druckplatte 3b bewegt. Wird die Mäanderfeder 15b mit ihrem Drehpunkt 8b radial weit nach außen gefahren, so drückt sich dann die Druckplatte 3b an die Kupplungsscheibe 5b und damit an die Gegendruckplatte 6 an. Soll jedoch die rechte Kupplungshälfte geschlossen werden – also die Druckplatte 3a gegen die Gegendruckplatte bewegt werden – so muss in diesem Fall der radial verlagerbare Drehpunkt 8a radial nach innen bewegt werden.

15

Es wurde bereits angedeutet, dass die Relativbewegung der Stifte den Federbandaktoren 16a und 16b für ein Öffnen und Schließen der Kupplungshälften verantwortlich ist. Um keine Verstellung der Drehpunkte 8a und 8b hervorzurufen, muss also der äußere Ring der Stellmotoren 21a, 21b mit gleicher Drehzahl wie die Doppelkupplung umlaufen. Ein radiales Verstellen der Mäanderfedern 15a, 15b kann also durch Anhalten der äußeren Hülle der Stellmotoren geschehen o-

20

der aber auch durch eine Erhöhung ihrer jeweiligen Drehzahl bewerkstelligt werden. Für eine Betätigung einer Kupplung ist hierbei nicht nur die Drehrichtung und Drehzahl der Kupplung und die Drehrichtung und Drehzahl der Stellmotoren 21a, 21b ausschlaggebend, sondern die Stellbewegungen hängen auch davon ab, ob
5 der betreffende Federbandaktor „links herum“ oder „rechts herum“ gewickelt ist.

In der Figur 6 wird eine weitere Ausgestaltung der Erfindung gezeigt. In diesem Ausführungsbeispiel sind in einer radial sich erstreckenden Ebene, die drehsynchron mit der Gegendruckplatte 6 läuft, auf der Innen- als auch auf der Außenseite
10 spiralförmige Nute vorhanden. Vorteilhafterweise wird in diesem Ausführungsbeispiel diese Ebene von dem Kupplungsdeckel 4 gebildet. Dieses ist deshalb vorteilhaft, weil dadurch kein weiteres Bauteil benötigt wird. Die Hebel 7a, 7b sind hier in besonderer Weise gelagert: Sie stützen sich zusätzlich zu den Punkten 8a, 8b auf Drehpunkte 11a bis 11d ab, die als Kugelrollen ausgebildet sind. Diese
15 Kugelrollen laufen jeweils in ringförmigen Nuten. Soll beispielsweise der Drehpunkt 8a für den Hebel 7a verstellt werden, so wird der scheibenförmige Hebel 7a mittels eines Stellringes 17a (hier als Hohlrad ausgebildet) gedreht. Der Stellring 17a weist an seinem Innendurchmesser eine Verzahnung auf, in die ein Ritzel eines exzentrisch angeordneten Stellmotors 21a eingreift. Durch die exzentrische
20 Anordnung des Stellmotors 21a kann dieser nicht direkt mit seiner Stromversorgung verbunden sein, weil sonst das Verbindungskabel sich um die Welle 1 wickeln würde. Deshalb ist dieser Stellmotor 21a mittels eines Stromübertrager 26 elektrisch mit der drehfesten Umgebung verbunden. Dieser Stromübertrager 26 besteht im Wesentlichen aus Schleifkontakten, die zwischen einem feststehenden

und einem mitrotierenden Teil des Stromübertrages, elektrische Verbindung herstellen (der dem Stelling 17b und damit dem Hebel 7b zugeordnete Stellmotor 21b liegt zeichnerisch hinter dem Stellmotor 21a und ist deshalb nicht in der Figur 6 zu sehen). Soll nun beispielsweise der Drehpunkt 8a für den Hebel 7a radial nach innen verlagert werden, so wird der scheibenförmige Hebel 7a – in Abhängigkeit von der Wickelrichtung der spiralförmigen Nute – angetrieben. Während dieses Verstellens läuft der Hebel 7a gleichzeitig auf seinen Drehpunkten 11a und 11c. Da die Nuten der Drehpunkte 11a und 11c aber ringförmig – d. h. kreisförmig – sind, ergibt sich hier keine Veränderung ihrer radialen Position. Der Energiespeicher 9 für den Hebel 7a wirkt in dem Ausführungsbeispiel der Figur 6 nicht direkt. Erst mit der Klammer 25a wird eine Wirkverbindung zu dem Energiespeicher 9 aufgebaut. In dem Ausführungsbeispiel der Figur 6 ist auch deutlich zu erkennen, dass dieser Energiespeicher 9 zugleich auch für den Hebel 7b zuständig ist. Die Hebel 7a und 7b der Figur 6, sind zumindest in den Bereichen, die von den Drehpunkten 8a, 8b, 11a, 11b, 11c, 11d überstrichen werden, nicht geschlitzt, da sonst die spiralförmig bzw. kreisförmig wandernden Kugeln in die entsprechenden Schlitze fallen könnten.

Wegen der nur punktförmigen Tragfähigkeit der Kugeln und weil die Kugeln sich umfänglich bewegen, genügt es in dem Ausführungsbeispiel der Figur 6 nicht, wenn eine begrenzte Anzahl Wälzkörper verwendet wird – wie es beispielsweise in Verbindung mit einer Mäanderfeder 15 machbar ist – sondern hier ist ein ganzer Ring von Kugeln auf dem Umfang mindestens einer Spirale und auf dem Umfang der Lagerstellen 11a, 11b, 11c, 11d anzuordnen. Befinden sich die Kugeln

einer Spirale, die beispielsweise den Drehpunkt 8a darstellen, im inneren Durchmesser der Spirale, so macht diese aus Kugeln gebildete Spirallinie etwa einen Winkel von 360° aus. Ist dagegen der Drehpunkt 8a beispielsweise radial sehr weit nach außen verlagert worden, so bilden die spiralförmig angeordneten Kugeln einen Winkel kleiner als 360° . Um zu verhindern, dass die Kugeln – beispielsweise durch undefinierte Lastbedingungen sich ungleichmäßig über die in dem Kupplungsdeckel 4 eingeprägte Spirale verteilen, ist es vorteilhaft, wenn man beide Enden dieser „Kugelspirale“ mittels einer Führungsgabel 27 fixiert. Diese Führungsgabel 27 ist als kleine separate Figur in der Figur 6 dargestellt, wobei diese Figur, die Situation der „Kugelspirale“ wiedergibt, die bei der radial inneren Position des Drehpunktes 8a gegeben ist. Das innere Ende der Kugelspirale und das äußere Ende der Kugelspirale stoßen hierbei in die Enden der Gabelschlitze. Der Doppelpfeil an der Führungsgabel 27 soll hierbei nicht andeuten, dass die Kugeln per Krafteinwirkung auf die Führungsgabel 27 verschoben werden, sondern, dass die Führungsgabel 27 je nach Verstellrichtung sich in diese beiden Richtungen bewegt. Befindet sich die „Kugelspirale“ auf einem äußeren Durchmesser der spiralförmigen, eingepägten Nut, so verteilen sich die Kugeln auf einem größeren Spiral-Umfang, wodurch die linke, innere Kugel und/oder die rechte, äußere Kugel nicht mehr in den Gabelschlitzen anliegen. Dieses ist aber nicht nachteilig, weil insgesamt aber im Wesentlichen die Kugeln nur auf einem Gang der Spirale angeordnet sind, wodurch im Wesentlichen ein ringförmiger Drehpunkt 8a entsteht. Durch die Führungsgabel 27 können aber keine Kugeln auf eine weiter innen oder auf einer weiter außen liegenden Spirale gelangen, welches zu undefinierten Lagerbedingungen führen könnte.

Mit der Figur 7 wird eine Kombination aus den Figuren 6 und 5 gezeigt. Die Stellmotoren 21a und 21b sind wiederum exzentrisch zur Welle 1 angeordnet. Die verlagerbaren Drehpunkte 8a und 8b werden mittels einer Kulisse 28a, 28b verlagert.

- 5 In dem Kupplungsdeckel 4a, 4b und in den Hebels 7a, 7b sind jeweils deckungsgleiche Spiralsegmente eingearbeitet. Diese Spiralsegmente sind vorteilhafterweise eingestantzt, da dieses Bearbeitungsverfahren einfach, schnell, ausreichend präzise und damit auch kostengünstig ist. In den Kulissen 28a, 28b sind ebenfalls Spiralsegmente eingearbeitet, die jedoch im Wesentlichen im rechten Winkel zu
- 10 den Spiralsegmenten der Kupplungsdeckel 4a, 4b bzw. der Hebel 7a, 7b orientiert sind. Eine Teilansicht der Kulissenanordnung ist in der kleinen Figur neben der Doppelkupplung dargestellt. Hierbei stellt die schmalere Einprägung ein Spiralsegment eines Kupplungsdeckels 4a, 4b und die breitere Nut das Spiralsegment einer Kulisse 28a, 28b dar. Wird nun diese Kulisse 28a, 28b mittels eines Stellmo-
- 15 tors 21a, 21b um die Drehachse der Welle 1 gedreht, so verschieben sich die Kugeln der Drehpunkte 8a und/oder 8b radial. In der Figur 7 ist auch wieder zu sehen, dass der Energiespeicher 9 sowohl den Hebel 7a als auch den Hebel 7b bedient.

- 20 In Verbindung mit früheren Ausführungsbeispielen dieser Anmeldung – beispielsweise Figur 3 und Figur 4 – wurde bereits angesprochen, dass ein übereinander Anordnen von Wälzkörpern die Verstellung der Drehpunkte 8a und 8b erleichtert. In dem Ausführungsbeispiel der Figur 7 sind es jedoch keine zylindrischen Wälzkörper, sondern Kugeln. Aber auch in Verbindung mit Kugeln ist es sinnvoll, wenn

diese Wälzkörper paarweise übereinander angeordnet werden, wodurch dann auch hier die Verstellreibung minimiert wird. Ein Abgleiten der einen Kugel von der anderen Kugel wird erfindungsgemäß dadurch verhindert, dass die paarweise angeordneten Kugeln in der einen Querrichtung von der Kulisse, und in der anderen

- 5 Querrichtung von den Spiralsegmenten der Kupplungsdeckel 4a, 4b und den Spiralsegmenten der Hebel 7a, 7b gehalten werden

- 10 In der Figur 8 wird eine weitere Ausgestaltung einer Mäanderfeder 15a bzw. 15b gezeigt. In der der Figur 8 zugeordneten Detailansicht deuten die rechteckigen, umfänglichen Schlitzte an, dass hier zylindrische Wälzkörper platziert werden. Die radialen, langen Schlitzte erstrecken sich abwechselnd vom Außendurchmesser der Mäanderfeder 15 zum Innendurchmesser und vom Innendurchmesser nahe an den Außendurchmesser, wodurch schlanke, nachgiebige Stege entstehen und dadurch die einzelnen Segmente der Mäanderfeder auf einander zu oder von ein-
- 15 ander weg bewegt werden können.

- 20 Die Darstellung der Figur 8 ist wegen der Weglassung der Umfangslinien wieder etwas irreführend. Die inneren, schräg verlaufenden Schenkel der Mäanderfeder 15a und 15b scheinen drahtförmig gestaltet zu sein. Sie sind jedoch wegen ihrer rotationssymmetrischen Struktur tatsächlich kegelförmig. Durch diese Kegelform bietet sich eine vorteilhafte Anlagefläche für die Axiallager 14a und 14b, mittels der die Mäanderfedern 15a, 15b radial nach außen verschoben werden können. Ein Verschieben der Mäanderfedern radial nach innen kann beispielsweise mittels

eines nicht dargestellten Federmechanismus" erfolgen. Auch wurden in dieser Darstellung auch die Klammern weggelassen, die die linke Druckplatte betätigt.

Die Figuren 9 und 10 zeigen jeweils 2 Figuren, wobei die linke Figur jeweils eine geschlossene Kupplung zeigt und die rechte Figur ausschnittsweise die dazugehörige geöffnete Kupplung veranschaulicht.

In der Figur 9 besteht der Kupplungsdeckel 4 fast nur noch aus einem schmalen Ring, der an seinem der Gegendruckplatte 6 zugewandten Ende mit einem Befestigungsflansch versehen ist und an seinem anderen Ende einen doppelt gekröpften Rand aufweist. Dieser gekröpfte Rand dient als radial unverrückbarer Drehpunkt für den Hebel 7. Der Hebel 7 ruht fernerhin auf einem Berührungspunkt der Verschleißnachstellung 12.

Der Hebel 7 ist hier wieder als Tellerfeder ausgebildet, wobei diese Tellerfeder aus einem schmalen, ungeschlitzten, inneren Ring, aus relativ langen Außenzungen und aus kurzen, abgewinkelten Innenzungen besteht. Der Ring, also der ungeschlitzte Teil der Tellerfeder (entspricht dem schraffierten Bereich), weist eine im wesentlichen mittige neutrale Faser 23 auf, um die er schwenkt, wenn eine Krafteinwirkung auf mindestens eine der Zungen erfolgt. Mit anderen Worten: Die Lage des ungeschlitzten Bereiches innerhalb einer Tellerfeder bestimmt entscheidend deren Wirkungsweise, da die Lage der neutralen Faser den Bereich vorgibt, der keiner Verformung unterliegt.

Durch die Drehbewegung der Kupplung - und damit auch des Hebels 7 - entstehen Fliehkräfte, durch die die radial sich erstreckenden langen Zungen in einem besonders starken Maße nach außen geschleudert werden. Es entsteht

5 um die neutrale Faser 23 herum ein linksdrehendes Moment. Durch eine Rückstellfeder 29 (hier auch wieder als Tellerfeder ausgebildet) wird die Ausrückfeder 10 nach rechts gedrückt. Wie in dem rechten Teil der Figur zu sehen ist, hat die Ausrückfeder 10 einen im äußeren 2/3-Bereich liegenden, ungeschlitzten Bereich. Dieser Bereich weist eine neutrale Faser 23 auf, die von der des Hebels 7 verschieden ist. Im rechten Teil der Figur ist auch zu sehen, dass dieser

10 ungeschlitzte Bereich leicht kegelförmig gestaltet ist. Deshalb ist diese Tellerfeder 10 hier zugleich auch der Energiespeicher 9, der bei der Bewegung der Tellerfeder 10 nach links, der kegelförmige Bereich elastisch verformt und damit gespannt wird.

15

Wird nun die Tellerfeder 10 mittels des Axiallagers 10 nach links gedrückt, so bewegt sich eine in den äußeren Zungen der Tellerfeder 10 platzierte Rolle auf der Oberfläche der Unterseite des Hebels 7 nach links. Es wird hierbei der Punkt der Krafteinleitung an den inneren, kurzen, abgewinkelten Zungen des

20 Hebels 7 ebenfalls nach links verlagert. Damit sich die Tellerfeder nach links bewegt, muss sowohl die Spannkraft der Rückstellfeder 29, die Verformungskraft für die Tellerfeder 10, als auch Schließkraft für den Hebel 7 aufgebracht werden.

Die Tellerfeder 10 wird im Zusammenhang mit der Figur 9 bewusst nicht Ausrückfeder genannt, weil die dargestellte Kupplung durch Drücken des Axiallagers 14 gegen die Kupplung geschlossen wird. Die Tellerfeder 10 wäre dann
5 eher eine Drückfeder statt einer Ausrückfeder. Aufgrund dieses Kupplungsaufbaues werden diese Kupplungen auch „gedrückte“ Kupplungen genannt. Bei diesen Kupplungen kann aber durch eine Vorrichtung, die eine kinematische Umkehr bewirkt, mit einem gedrückten Kupplungspedal dennoch die Kupplung geöffnet werden, denn bei einem Nachlassen der Kraft auf das Axiallager 14
10 würde vor allen Dingen die Rückstellfeder 29 die Tellerfeder 10 nach rechts drücken und damit die Kupplung öffnen. Häufig wird das „Zudrücken“ von Kupplungen auch elektromotorisch bewerkstelligt.

Die Kupplung der Figur 10 ist wieder eine „normale“ Kupplung, d.h. dass bei einem gedrückten Kupplungspedal die Kupplung öffnet. Weil bei dieser Bauweise
15 keine elektromotorische Betätigung erfolgt, steht der Fuß in direkter Wirkverbindung mit der Tellerfeder 10. Man spricht deshalb auch von Kupplungen mit Pedalgefühl. Der ungeschlitzte Bereich des Hebels 7 – hier wieder als Tellerfeder ausgebildet – befindet sich hier ganz am inneren Rand. Durch die Lage der neutralen Faser dieses Bereiches kommt es hier nicht zu einem Kippen der Zungen
20 um einen etwa mittleren Durchmesserbereich, wie bei der Figur 9.

Mit den Figuren 11 und 12 wird ein Hebelsystem gezeigt, bei dem der mindestens eine Hebel 7a, 7b an einem Haltering 20 angebracht ist. Diese Bauweise eines

Hebels wird auch segmentierter Ringhebel 18 genannt. Der Haltering 20 ist im Wesentlichen konzentrisch zu der zu betätigenden Kupplung oder Getriebe-Bremse angeordnet. Die Figur 11 zeigt einen Ausschnitt dieser ringförmigen Struktur, während die Figur 12 einen Längs-Halbschnitt zur Welle 1 verdeutlicht.

- 5 Die Hebel 7a, 7b sind um eine radiale Achse in kleinen Winkelbeträgen schwenkbar. In diesem Ausführungsbeispiel erfolgt das Schwenken mittels eines elastisch verformbaren Steges 19. Auf der Oberfläche der Hebel 7a, 7b sind radial Wälzkörper angeordnet, die umfänglich verlagert werden können. Diese Wälzkörper bilden je einen verlagerbaren Drehpunkt 8a, 8b (bzw. . 8a', 8b' nach der Verlage-
10 rung). Der radiale Strich - hier am längeren Ende des Hebels - deutet die Berührlinie des Energiespeichers an.

- In der Figur 12 ist zwischen zwei Betätigungseinrichtungen für die Druckplatten 3a, 3b eine Führungsfläche 30 angeordnet, die ortsfest in einem Getriebegehäuse
15 befestigt ist. Auf dieser laufen in je einer Kulisse 28a, 28b übereinanderliegende Wälzkörper. Die äußeren Wälzkörper berühren die Oberfläche der Hebel 7a, 7b. Die Kulissen 28a, 28b werden mittels je eines Stellmotors 21a, 21b um die Drehachse der Welle 1 geschwenkt. Die mechanische Kopplung der Kulissen 28a und 28b erfolgt mittels einer Schneckenrad-Profilierung und einer Schnecke am Stell-
20 motor.

Wird nun beispielsweise die Kulisse 28a um die Drehachse der Welle 1 geschwenkt, so verlagert sich der Drehpunkt von 8a nach 8a' oder umgekehrt. Da das eine Ende des Hebels mit dem Energiespeicher 9a belastet ist, ergibt sich

schließlich die Situation, dass der Energiespeicher mittels eines langen Teil-
Hebels ein hohes Moment erzeugt. Da zwangsläufig der andere Teilhebel kurz ist,
drückt er mit einer hohen Kraft auf die Duckplatte 3a, wodurch sie sich gegen die
Scheibe 5 (hier ist es eine Getriebe-Bremsscheibe) bewegt. Da die Gegendruck-
5 platte 6 ortsfest ist, wird die Bremsscheibe 5 schließlich zwischen den Platten 6
und 3a gehalten. Bei einem Zurückschwenken der Kulissee 28a wird die Brems-
scheibe allmählich wieder freigegeben.

Die gestrichelten Linien in den Platten 3a und 6 deuten an, dass diese Platten vor-
10 teilhafterweise, teilweise hohl ausgestaltet werden können. Dadurch können sie
mit einer Kühlung – vorzugsweise mit einer Wasserkühlung – versehen werden,
wodurch die Erwärmung der Reibflächen, der Reibbeläge und der benachbarten
Körper minimiert werden können.

15 Es ist im Zusammenhang mit den Figuren 11 und 12 noch anzumerken, dass der
gezeigte Mechanismus nicht nur für eine Getriebe-Bremse, beispielsweise in ei-
nem Automatik-Getriebe, sondern auch für eine Kupplung verwendet werden
kann. Umgekehrt können die Ausführungsbeispiele, bei denen eine Kupplung
dargestellt ist, auch in Verbindung mit Getriebe-Bremsen angewendet werden.

20

Die Figuren 13 bis 17 zeigen in verschiedenen Ansichten eine weitere Ausgestal-
tung der Erfindung (hier fand bei der Auswahl der Ansichten die so genannte „a-
merikanische Abwicklung“ Anwendung). Mittels eines an der Abstützung 34 an-
gebrachten Stellmotors 21 und vorzugsweise einer seitens des Verstellmotors ge-

triebenen Verstellspindel 33 werden eine Laufrolle 31 und deren zugeordnete Achse 32 entlang der Abstützung 34 und des Hebels 7 bewegt. In diesem Ausführungsbeispiel rollt die Laufrolle 31 auf der Abstützung 34 und die Achse 32 auf der Innenkontur des Hebels 7 (punktierte Linie) ab. Wegen der unterschiedlichen Durchmesser von Laufrolle 31 und Achse 32 könnte es zu Zwängen kommen, weshalb sich dann die Laufrolle 31 und die Achse 32 nur schwer radial (bezogen auf die Drehachse der Kupplung 2) bewegen lassen. Deshalb ist es vorteilhaft, wenn die Laufrolle 31 mittels eines Lagers – vorzugsweise mittels eines Nadellagers – auf ihrer Achse 32 gelagert ist.

10

Solange die Laufrolle sich in der Nähe des Energiespeichers 9 befindet, kann keine Krafteinwirkung auf das Axiallager 14 und damit auf die Tellerfeder 10 der Kupplung 2 erfolgen. Während des Weges der Laufrolle 31 und der Achse 32 zur Wellenmitte, rollt in diesem Beispiel die Achse 32 auf einer nicht geraden Linie ab. Dieses ist beispielsweise dann vorteilhaft, wenn bei Wegabschnitten mit normalerweise wenig Energiebedarf, der Stellmotor 21 aber dennoch gleichmäßig ausgelastet sein soll (beispielsweise um keine unnötig langen Kupplungs-Betätigungszeiten zu erzeugen). Bei diesen Wegabschnitten kann dann durch eine modifizierte Steigung in der Hebel-Oberfläche Betätigungszeit gewonnen werden.

20

Sind die Laufrolle 31 bzw. die Achse 32 relativ weit nach innen gefahren, so kann – wie bereits mehrfach im Zusammenhang mit den anderen Figuren erwähnt – der Energiespeicher 9 (hier paarweise und als Wendelfeder ausgestaltet) auf ei-

nen langen Teil-Hebel drücken und damit kräftig auf die Tellerfeder 10 oder einen andersartigen Mechanismus drücken.

Wenn – wie in der Anmeldung vielfach beschrieben – Stellmotore 21 für die Betätigung der erfindungsgemäßen Vorrichtung verwendet werden, so ist es vorteilhaft, wenn diese Motore nicht nur nach einem einfachen Ein-Aus-Prinzip geschaltet werden, sondern wenn die Motore von einer intelligenten Steuerung angesteuert werden. Hierbei ist es besonders vorteilhaft, wenn die Steuerung mit Sensoren verbunden ist und dann mittels eines digitalen Programms die Betätigungen erfolgen. Sind mehrere Stellmotoren in einem Getriebe vorhanden, so ist es besonders vorteilhaft, wenn diese von einer gemeinsamen Steuerung angesteuert werden, weil dann die Funktion der einzelnen Motore besser aufeinander abgestimmt werden kann.

Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmalskombination zu beanspruchen.

In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbstständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmalskombinationen der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

Da die Gegenstände der Unteransprüche im Hinblick auf den Stand der Technik am Prioritätstag eigene und unabhängige Erfindungen bilden können, behält die Anmelderin sich vor, sie zum Gegenstand unabhängiger Ansprüche oder Teilungserklärungen zu machen. Sie können weiterhin auch selbstständige Erfindungen enthalten, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

Die Ausführungsbeispiele sind nicht als Einschränkung der Erfindung zu verstehen. Vielmehr sind im Rahmen der vorliegenden Offenbarung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten für den Fachmann im Hinblick auf die Lösung der Aufgabe entnehmbar sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

LuK Lamellen und Kupplungsbau
Beteiligungs KG
Industriestrasse 3
77815 Bühl

GS 0656 DE

Zusammenfassung

5 Die Erfindung betrifft ein Hebelsystem zum Betätigen von Kupplungen oder Bremsen für Fahrzeuge, insbesondere für Kraftfahrzeuge, wobei auf das eine Ende des Hebels ein Energiespeicher einwirkt und auf das andere Ende – zumindest mittelbar – eine Druckplatte einer Kupplung oder Getriebe-Bremse. Erfindungsgemäß wird eine Schließkraft dadurch aufgebaut, dass der Drehpunkt des Hebels und/oder mindestens ein Punkt der Krafteinwirkung verlagert werden.

10

(hierzu Figur 4)

Fig. 1

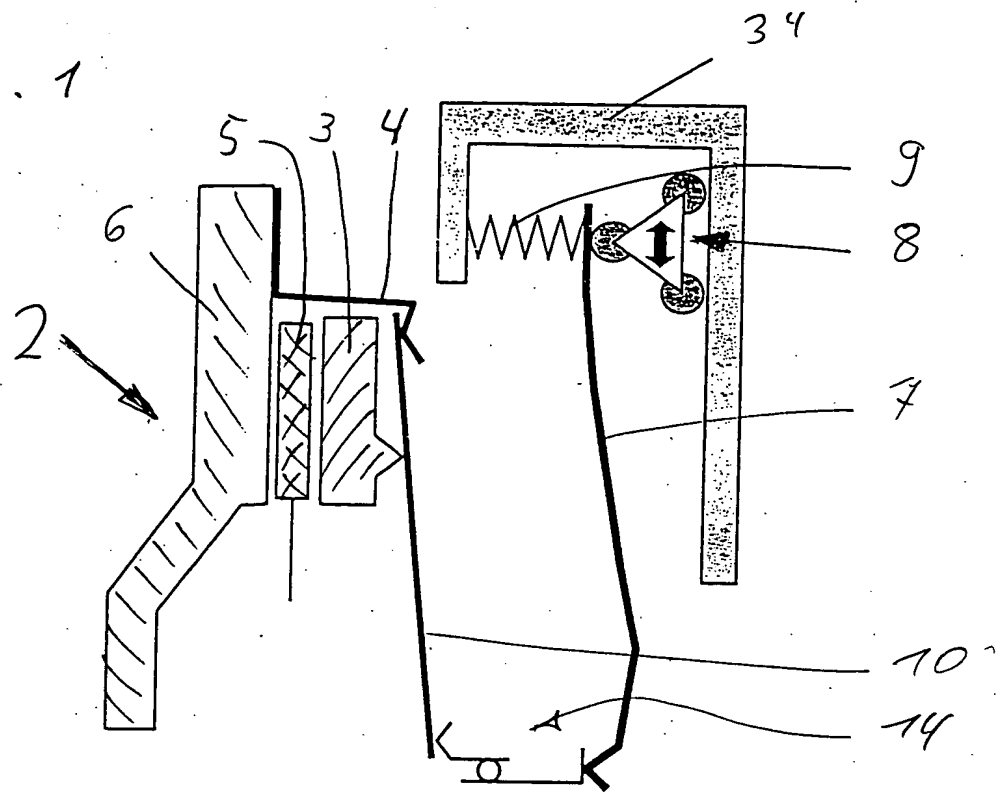


Fig. 2

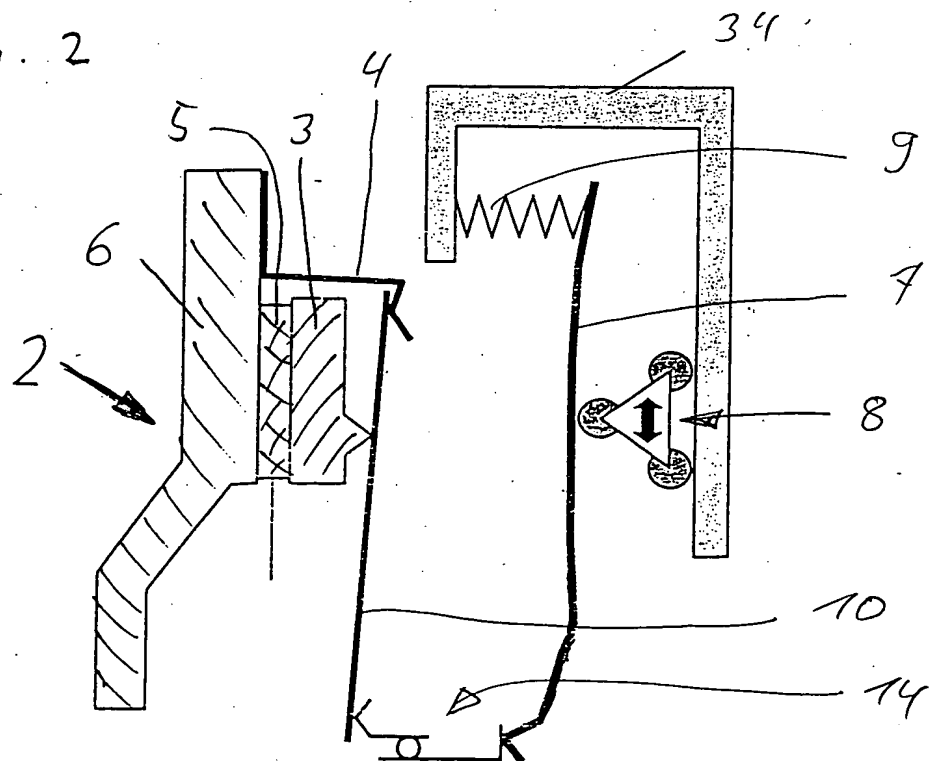


Fig. 3

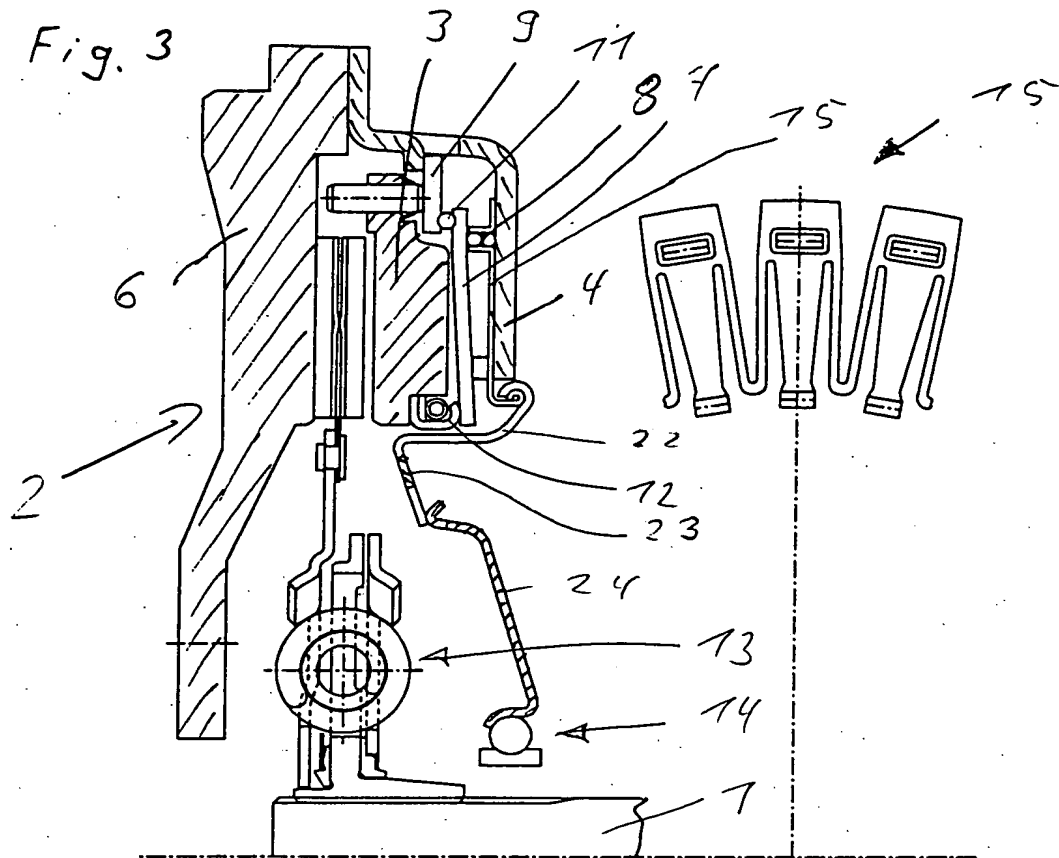
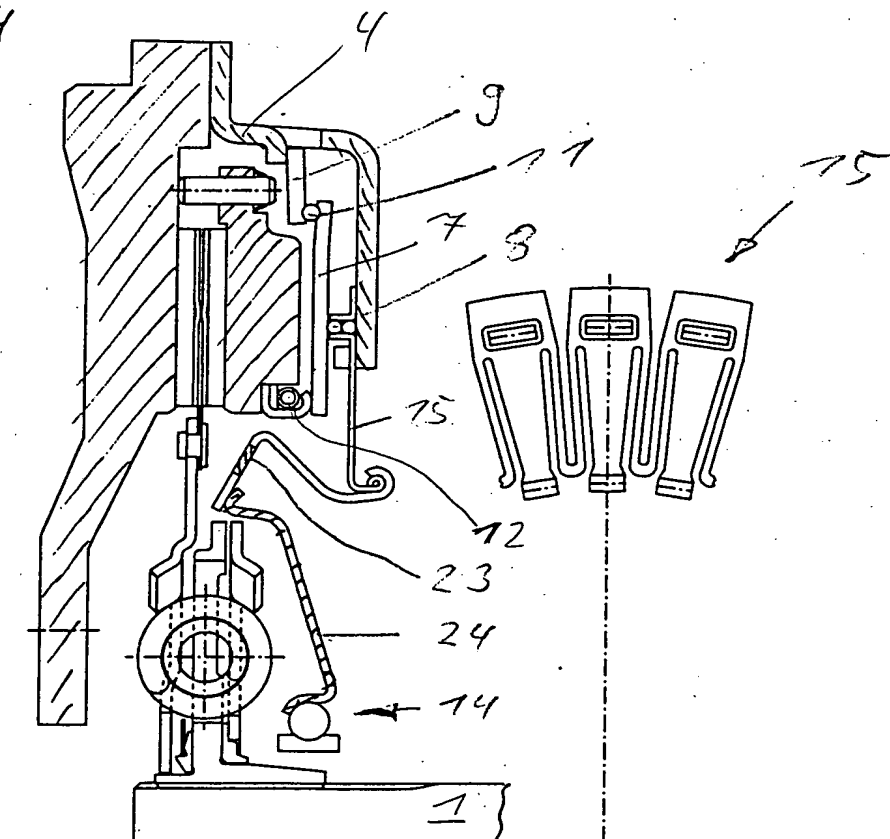


Fig. 4



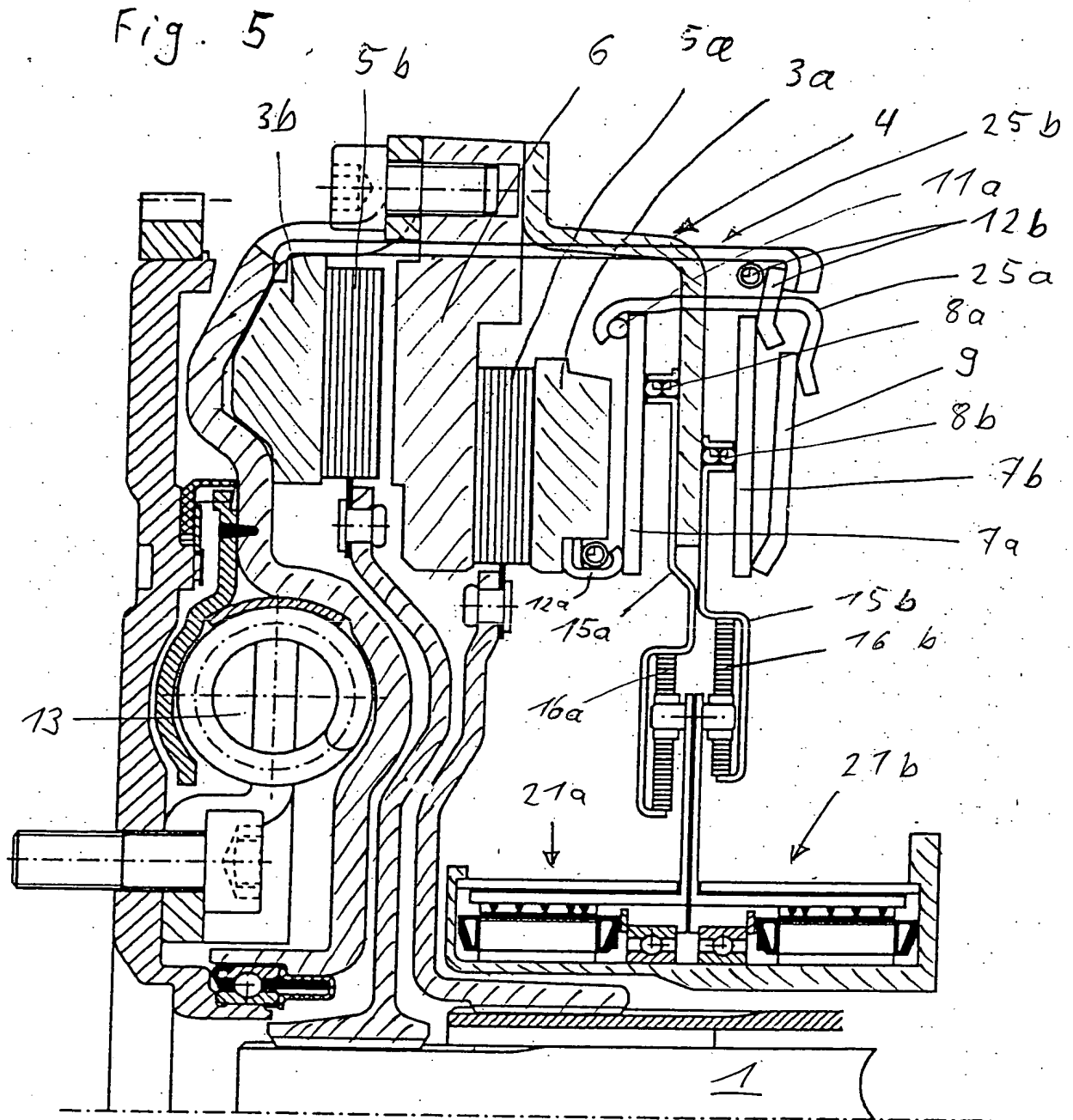


Fig. 6

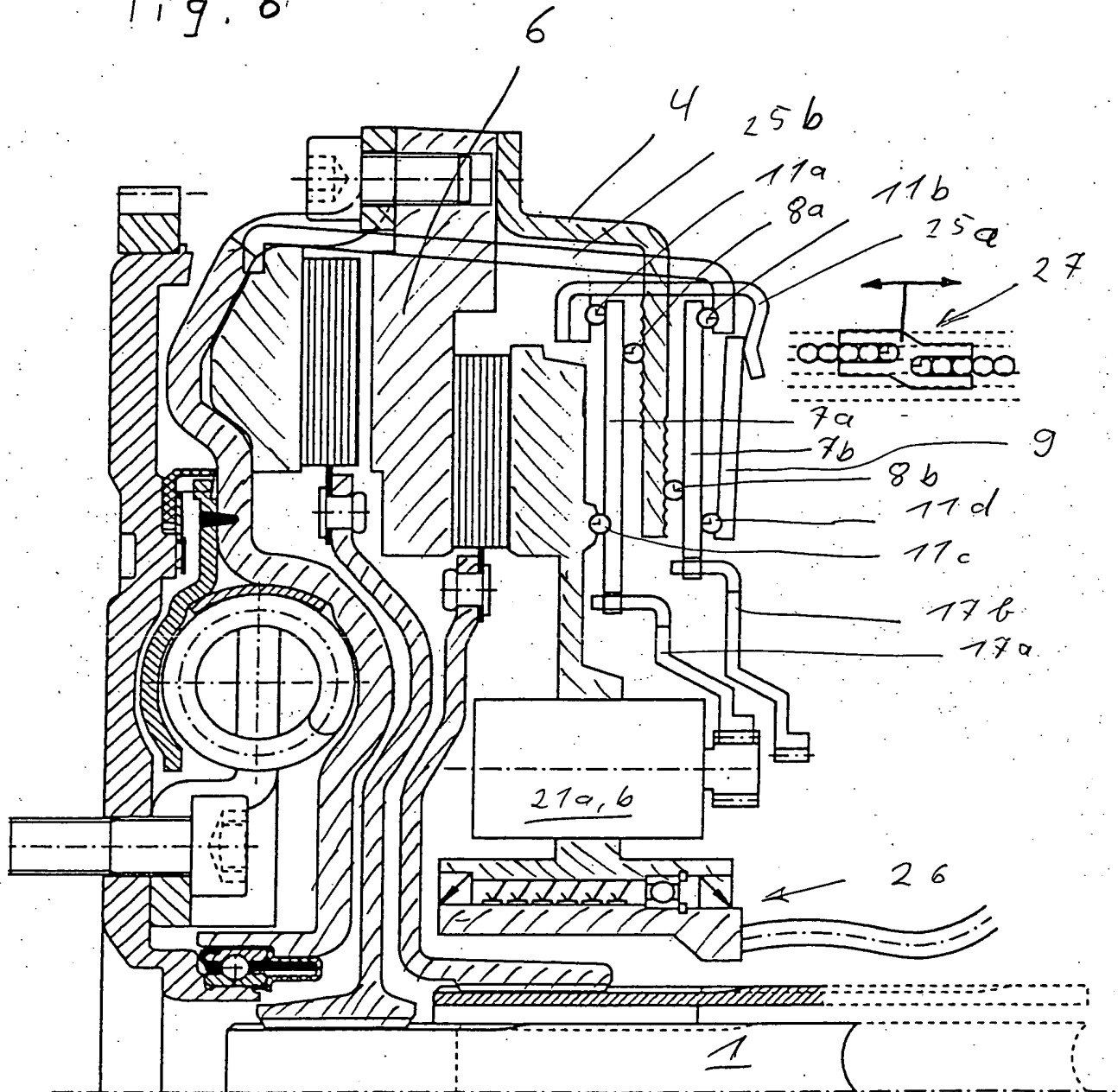


Fig. 7

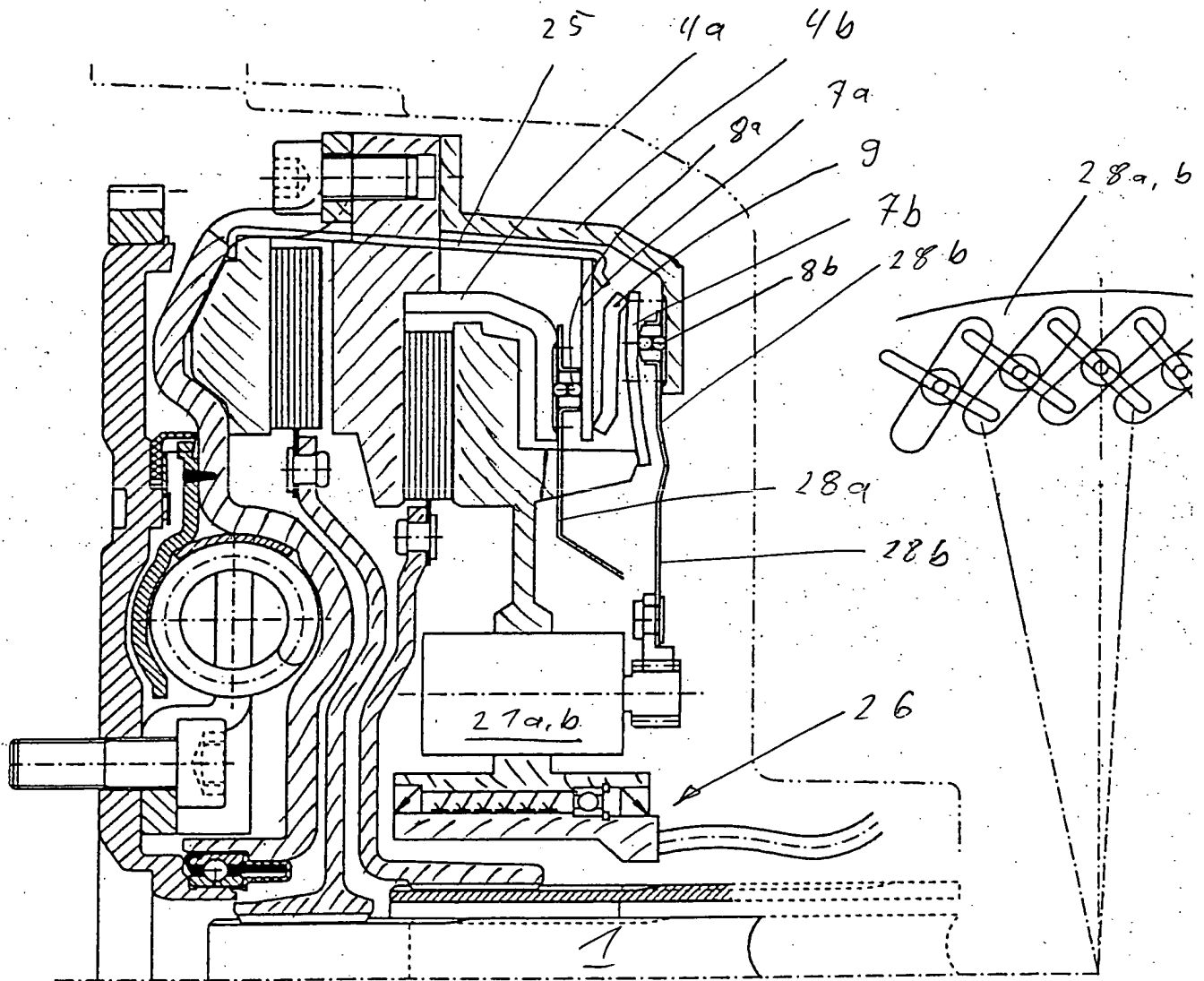


Fig. 8

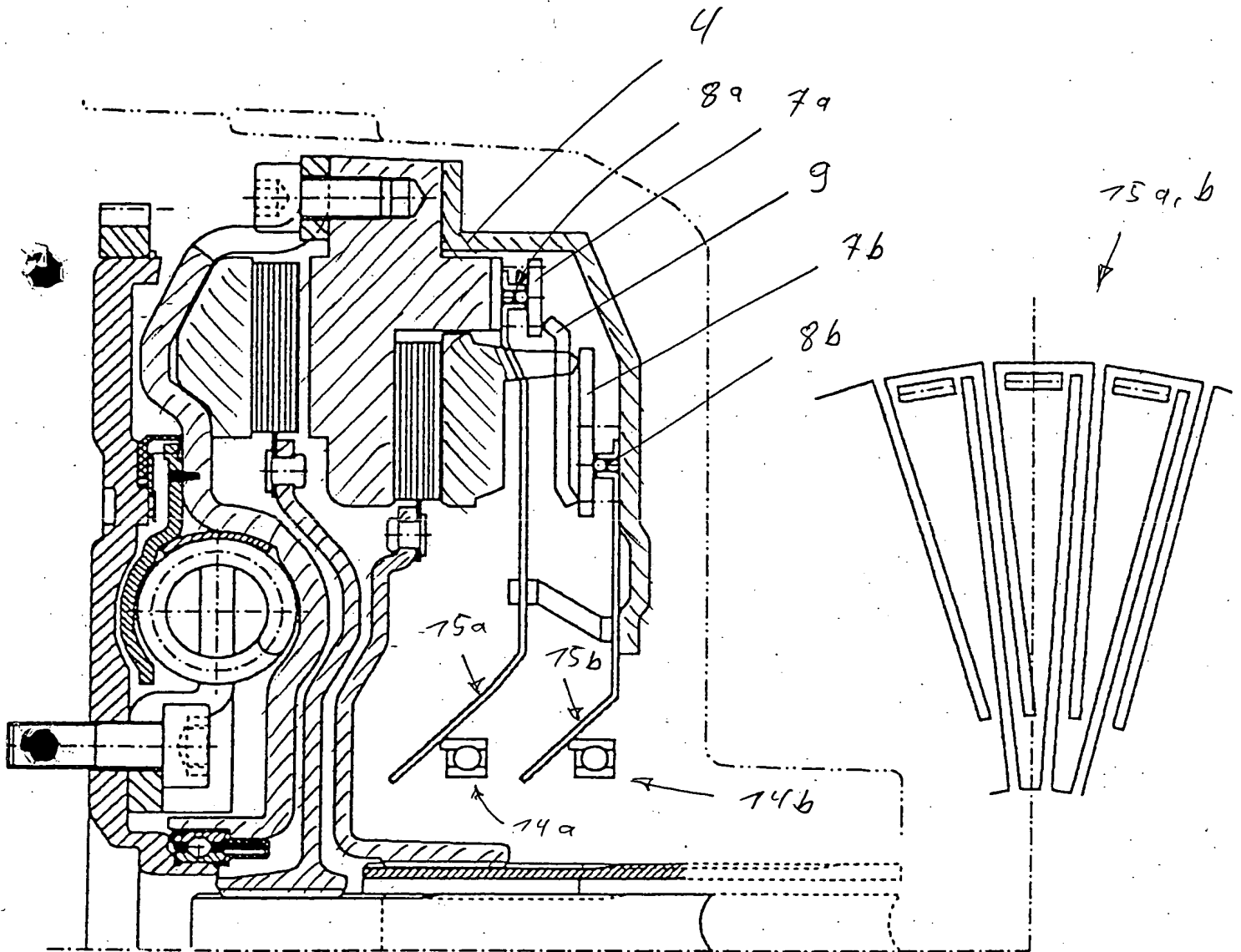


Fig. 9

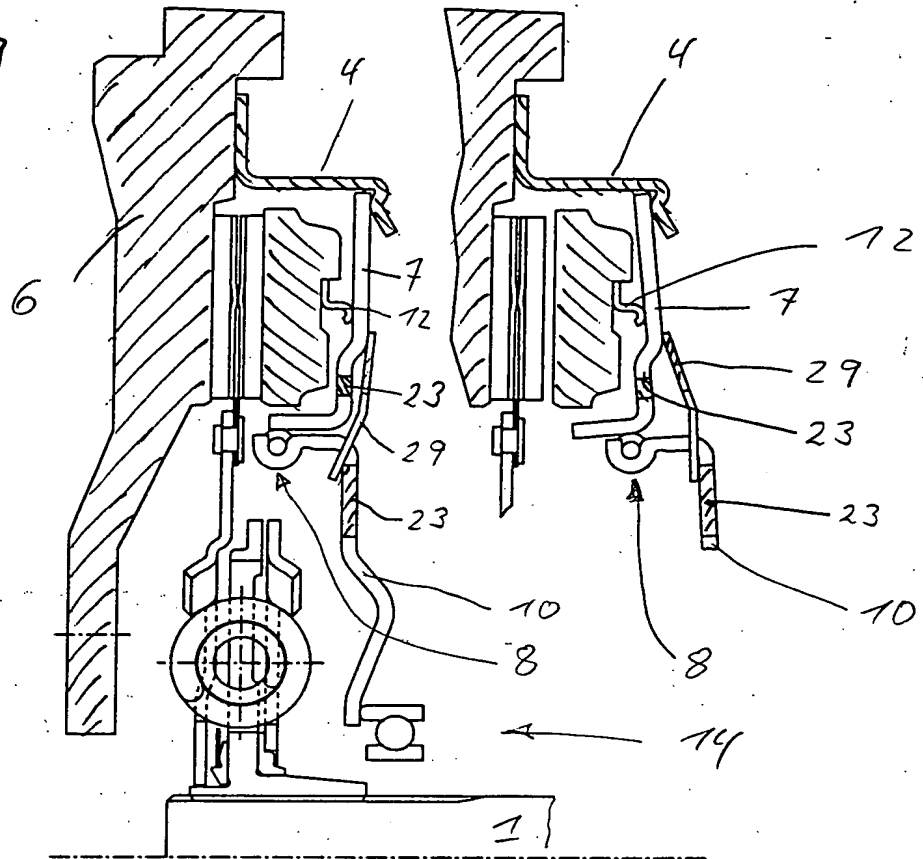
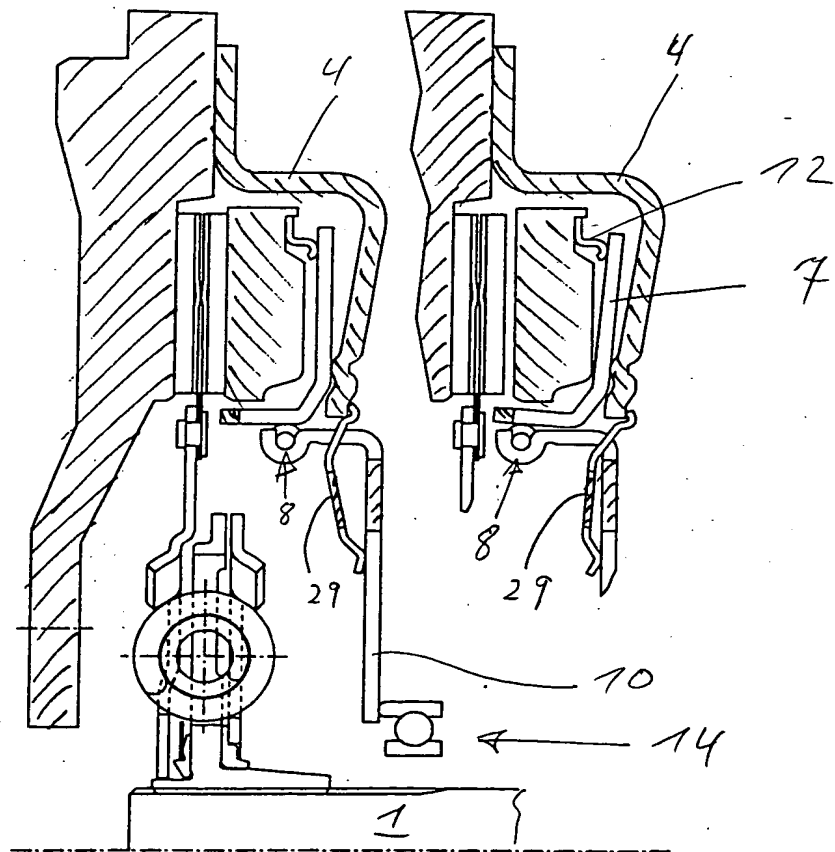


Fig. 10



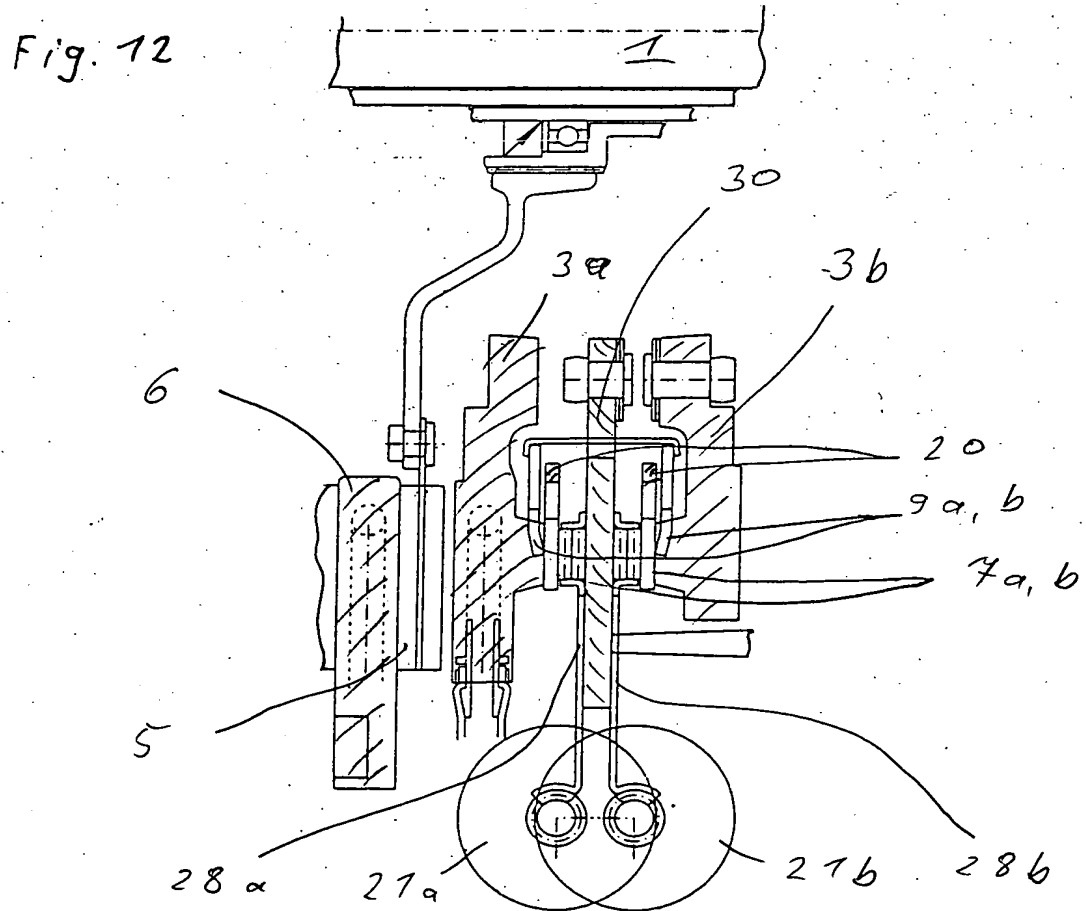
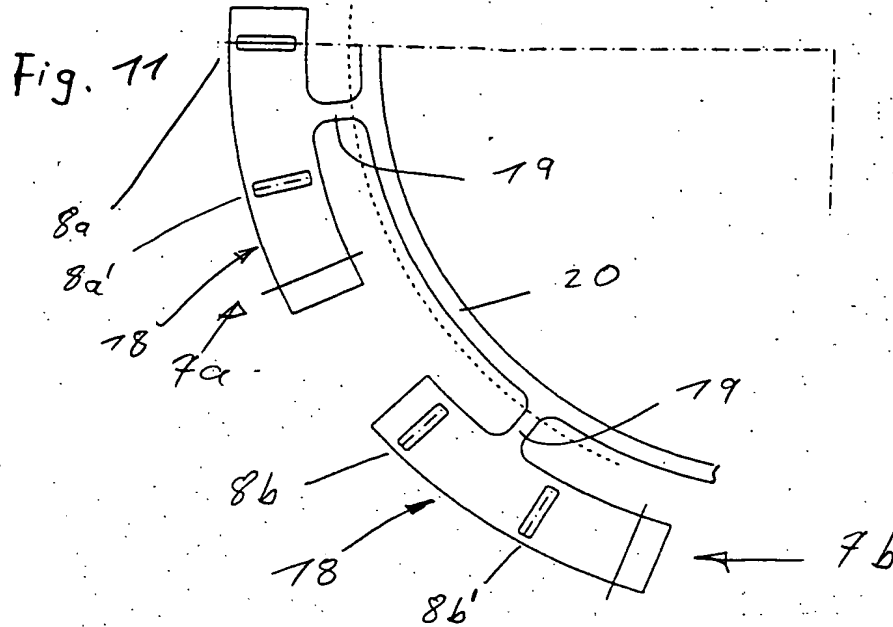


Fig. 13

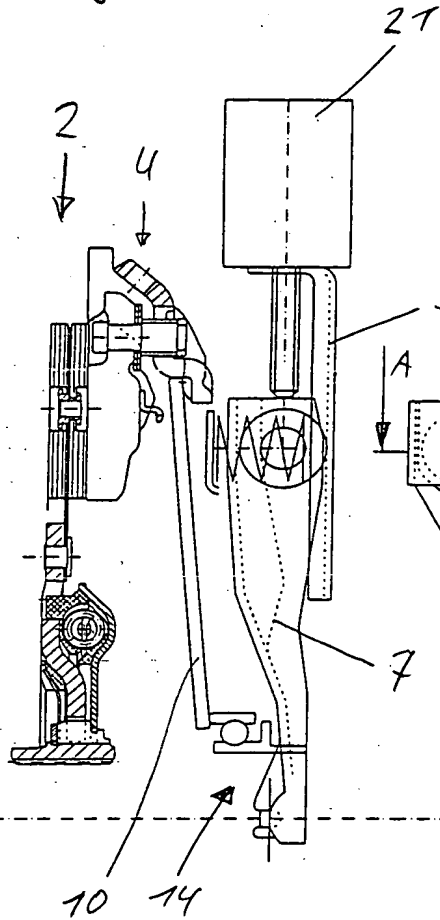


Fig. 14

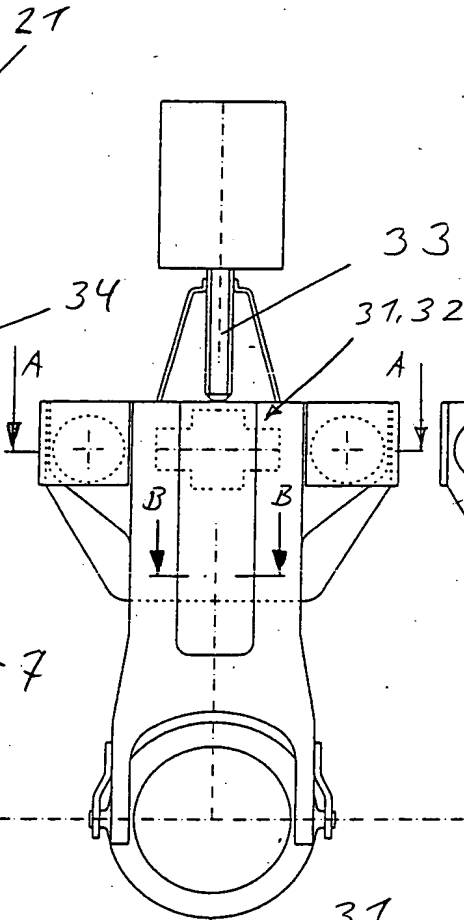


Fig. 15

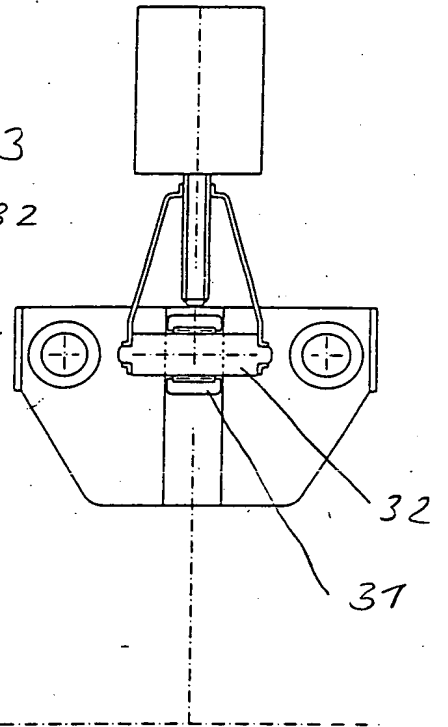


Fig. 16

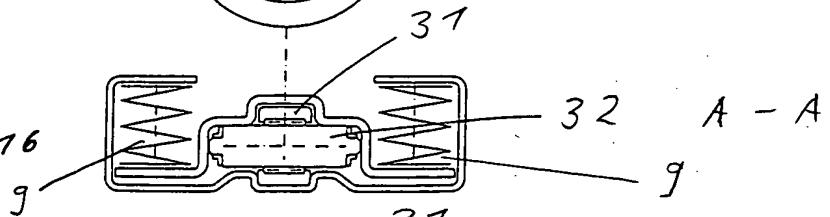


Fig. 17

